МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ

MACHINE BUILDING AND MACHINE SCIENCE



УДК 51:621.891 10.23947/1992-5980-2017-17-3-110-116

Расчетная модель подшипника скольжения*

М. А. Савенкова[1], К. С. Солоп[2]**

[1,2] Ростовский государственный университет путей сообщения, г. Ростов-на-Дону, Российская Федерация

Computational model of sliding bearing***

M. A. Savenkova[1], K. S. Solop[2]**

[1,2] Rostov State Transport University, Rostov-on-Don, Russian Federation

Введение. В работе описаны уточненные расчетные модели трибосистем с учетом зависимости вязкости и проницаемости пористого покрытия от давления при частичном заполнении рабочего зазора смазочным материалом. Полученные расчетные модели позволяют выполнить сравнительный анализ вновь полученных и уже имеющихся результатов, что подтверждает большую приближенность новых моделей к реальной.

*Материалы и методы***.** На основе уравнений движения жидкого смазочного материала для случая «тонкого слоя» и уравнения Дарси определены значения поля скоростей и давления в смазочном слое. В пористом покрытии на поверхности шейки вала определены основные рабочие характеристики подшипников скольжения.

Результаты исследования. Разработана математическая модель радиального подшипника, позволяющая на основе численного анализа определять поля скоростей, давление, несущую способность и силу трения с учетом зависимости от ряда дополнительных факторов.

Обсуждение и заключения. Полученные результаты могут быть использованы в учебном процессе и в инженерной практике трибосистем машиностроения.

Introduction. Refined computational models of tribosystems taking into account the dependence of viscosity and permeability of the porous coating on pressure through partial filling of the front gap with lubricant are described. The obtained calculated models allow for a comparative analysis of the newly received and already available results which confirms a great proximity of the new models to the actual one.

Materials and Methods. Values of velocities and pressure field are specified on the basis of the liquid lubricant flow equations for the case of a “thin layer” and Darcy equation. The key operating characteristics of the friction bearings are determined in the porous coating on the journal surface.

Research Results. A mathematical model of a radial bearing which allows determining velocity fields, pressure, load capacity, and friction force, with account of the dependence on a number of additional factors, is developed on the basis of the numerical analysis.

Discussion and Conclusions. The obtained results can be used in the educational process, as well as in the engineering practice of machine-building tribosystems.

Ключевые слова: радиальный подшипник, гидродинамика, вязкость, проницаемость, неполное заполнение.

Keywords: radial bearing, hydrodynamics, viscosity, permeability, underfilling.

Образец для цитирования: Савенкова, М. А. Расчетная модель подшипника скольжения / М. А. Савенкова, К. С. Солоп // Вестник Дон. гос. техн. ун-та. — 2017. — Т.17, № 3. — С. 110–116.

For citation: M.A. Savenkova, K.S. Solop. Computational model of sliding bearing. Vestnik of DSTU, 2017, vol. 17, no.3, pp. 110–116.

Введение. В настоящее время развитие машиностроения характеризуется увеличением в современных двигателях мощности поршневых и роторных машин. Повышение требований к их надежности и долговечности приводит к неизбежному росту нагруженности и сопряжений трибосистем. Ключ к решению этой проблемы лежит в совершенствовании конструкций узлов трения трибосистем. Наличие смазочного материала в трибосистемах обеспечивает режим жидкостного трения, при котором потери достаточно малы, а износ трибоузлов минимален. При разработке математических расчетных моделей и конструировании новых, а также при модернизации разработанных трибосистем необходимо уделять повышенное внимание происходящим процессам и явлениям, к которым относятся

* Работа выполнена в рамках инициативной НИР.

** E-mail:vm@rgups.ru k1212-kostya@yandex.ru

*** The research is done within the frame of the independent R&D.

механические, тепловые и химические процессы. Возникает необходимость в разработке новых расчетных моделей трибоузлов, обладающих большой маслоемкостью и демпфирующими свойствами [1–13].

Цель работы. Целью настоящей статьи является разработка расчетной модели трибоузлов с пористым покрытием при частичном заполнении рабочего зазора с учетом зависимости проницаемости и вязкости от давления.

Постановка задачи. Рассматривается установившееся движение трибосистемы с пористым покрытием. Вал вращается с угловой скоростью Ω, а подшипник неподвижен. Пространство между валом и подшипником не полностью заполнено смазочным материалом (рис. 1).

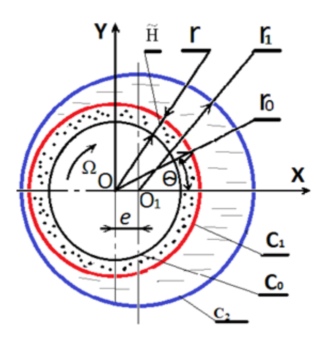


Рис. 1. Рабочая схема

Fig. 1. Functional diagram

В полярной системе координат с полюсом в центре вала уравнение контуров вала с пористым покрытием C_0 и C_1 и подшипниковой втулки C_2 задается в виде:

$$C_0:\ r = r_0 - \widetilde{H};\quad C_1:\ r' = r_0;$$
$$C_2:\ r' = r_1 \cdot (1 + H) = r_1 + e\cos\theta;$$
$$H = \varepsilon\cos\theta - \frac{1}{2}\varepsilon^2\sin^2\theta;\quad \varepsilon = \frac{\varepsilon}{r_1} < 1 \tag{1}$$

где r_1 — радиус подшипника скольжения; r_0 — радиус вала с пористым покрытием; H — толщина пористого слоя; H — толщина смазочного материала; e — эксцентриситет.

Зависимость вязкости и проницаемости задается в виде:

$$\mu' = \mu_0 e^{\alpha p'},\qquad k' = k_0 e^{\alpha p'}, \tag{2}$$

где μ_0 — характерная вязкость, k_0 — характерная проницаемость пористого слоя; $\widetilde{\alpha}$ — экспериментальная постоянная величина, p' — гидродинамическое давление в смазочном слое, μ' — коэффициент динамической вязкости смазочного материала, k' — проницаемость пористого покрытия.

Исходные уравнения и граничные условия.

Исходными уравнениями являются уравнения движения вязкой несжимаемой жидкости для случая «тонкого слоя», неразрывности и Дарси с учетом (2).

$$\frac{\partial^2 u'}{\partial r'^2} = \frac{1}{\mu'}\frac{\partial p'}{\partial\theta},\qquad \frac{\partial v'}{\partial r'} + \frac{\partial u'}{\partial\theta} = 0,$$
$$\frac{\partial^2 p'}{\partial r'^2} + \frac{1}{r'}\frac{\partial p'}{\partial r'} + \frac{1}{r'^2}\frac{\partial^2 p'}{\partial\theta^2} = 0. \tag{3}$$

Связь между размерными и безразмерными переменными задается в следующем виде:

– в смазочном слое:

$$\widetilde{\alpha}=\frac{\alpha}{p^*},\quad u'=\Omega r_0 u,\quad v'=\Omega\delta v,\quad p'=p^*p,\quad \mu'=\mu_0\mu,$$
$$r'=r_0+\delta r,\quad \delta=r_1-r_0,\quad p^*=\frac{\mu_0\Omega r_0^2}{\delta^2}. \tag{4}$$

– в пористом слое:

$$r'=Hr^*,\quad k'=k_0k,\quad P'=p^*P. \tag{5}$$

Здесь u',v' — компоненты вектора скорости, p' — гидродинамическое давление в смазочном слое, P' — гидродинамическое давление в пористом слое.

С учетом (4) и (5) уравнение (3) примет следующий вид:

$$\frac{\partial^2 u}{\partial r^2}=\frac{1}{e^{\alpha p}}\frac{\partial p}{\partial\theta},\quad \frac{\partial v}{\partial r}+\frac{\partial u}{\partial\theta}=0,\quad \frac{\partial^2 P}{\partial r^{*2}}+\frac{1}{r^*}\frac{\partial P}{\partial r^*}+\frac{1}{r^{*2}}\frac{\partial^2 P}{\partial\theta^2}=0. \tag{6}$$

И соответсвующими граничными условиями:

$$u\big|_{r=0}=1,\quad v\big|_{r=0}=-N\frac{\partial p}{\partial r^*}\Big|_{r^*=\frac{r_0}{\widetilde{H}}},\quad u=0,\quad v=0\quad \textit{при}\quad r=1+\eta\cos\theta,$$
$$p(\theta_1)=p(\theta_2)=0,\quad p=P\big|_{r^*=\frac{r_0}{\widetilde{H}}},\quad \frac{\partial p}{\partial r^*}\Big|_{r^*=\frac{r_0}{\widetilde{H}}-1}=0, \tag{7}$$

где $N=\frac{k_0r_0^2}{\delta^3H},\eta=\frac{e}{\delta}.$

Решение функции тока (6), с учетом граничных условий (7), будем искать в виде:

$$u=\frac{\partial\psi}{\partial r}+U(r,\theta),\ v=-\frac{\partial\psi}{\partial\theta}+V(r,\theta),\ U(r,\theta)=\widetilde{u}(\xi),\ V(r,\theta)=-\widetilde{v}(\xi)h'(\theta),$$
$$\xi=\frac{r}{h(\theta)},\quad \psi(r,\theta)=\widetilde{\psi}(\xi),\ \frac{dp}{d\theta}=e^{\alpha p}\left(\frac{\widetilde{c}_1}{h^2(\theta)}+\frac{\widetilde{c}_2}{h^3(\theta)}\right) \tag{8}$$

Подставляя (8) в (6), с учетом (7), получим:

$$\frac{d^3\widetilde{\psi}}{d\xi^3}=\widetilde{c}_2,\quad \frac{d^2\widetilde{u}}{d\xi^2}=\widetilde{c}_1,\quad \frac{d\widetilde{v}}{d\xi}+\xi\frac{d\widetilde{u}}{d\xi}=0,\quad \int\limits_0^1\widetilde{u}(\xi)d\xi=\widetilde{v}(0). \tag{9}$$

$$\widetilde{u}(0)=1,\quad \widetilde{v}(0)=-N\frac{\partial p}{\partial r^*}\Big|_{r^*=\frac{r_0}{H}},\quad p(\theta_1)=p(\theta_2)=0,\quad \widetilde{u}(1)=0,\quad \widetilde{v}(1)=0. \tag{10}$$

Решение задачи (9)–(10) находится интегрированием. В результате:

$$\frac{\partial\psi}{\partial\xi}=\frac{\widetilde{c}_2}{2}\left(\xi^2-\xi\right),\qquad \widetilde{u}(\xi)=\widetilde{c}_1\frac{\xi^2}{2}-\left(\frac{\widetilde{c}_1}{2}+1\right)\xi+1. \tag{11}$$

Определение гидродинамического давления.

Для определения безразмерного гидродинамического давления в смазочном слое имеем:

$$e^{-\alpha p}\frac{dp}{d\theta}=\frac{\widetilde{c}_1}{h^2(\theta)}+\frac{\widetilde{c}_2}{h^3(\theta)}, \tag{12}$$

где $h(\theta)=1+\eta\cos\theta.$

Введем обозначение:

$$z=e^{-\alpha p} \tag{13}$$

и, продеффиринцировав обе части равенства по θ, получим:

$$\frac{dz}{d\theta}=-\alpha e^{-\alpha p}\frac{dp}{d\theta}\frac{dz}{d\theta}=-\alpha e^{-\alpha p}\frac{dp}{d\theta} \tag{14}$$

С учетом (14) уравнение (12) запишется в виде:

$$\frac{dz}{d\theta}=-\alpha\left(\frac{\widetilde{c}_1}{h^2(\theta)}+\frac{\widetilde{c}_2}{h^3(\theta)}\right) \tag{15}$$

Интегрируя уравнение (15) с точностью до членов второго порядка малости $O(\eta^2)$, с учетом $z(\theta_1) = z(\theta_2) = 1$, получим:

$$z = -\alpha\left(\tilde{c}_1(\theta - 2\eta \sin\theta) + \tilde{c}_2(\theta - 3\eta \sin\theta)\right) + 1 \tag{16}$$

Используя граничные условия $z(\theta_1) = z(\theta_2) = 1$ будем иметь:

$$\tilde{c}_2 = -\tilde{c}_1\left(1 + \frac{2\eta \cos\frac{\theta_2 + \theta_1}{2} \sin\frac{\theta_2 - \theta_1}{2}}{\theta_2 - \theta_1}\right) \tag{17}$$

С учетом (17) уравнение (16) примет следующий вид:

$$z = -\alpha\tilde{c}_1\left(\eta \sin\theta - \frac{2\eta\theta \cos\frac{\theta_2 + \theta_1}{2} \sin\frac{\theta_2 - \theta_1}{2}}{\theta_2 - \theta_1}\right) + 1 \tag{18}$$

или

$$e^{-\alpha p} = -\alpha\tilde{c}_1\eta\left(\sin\theta - \frac{2\theta \cos\frac{\theta_2 + \theta_1}{2} \sin\frac{\theta_2 - \theta_1}{2}}{\theta_2 - \theta_1}\right) + 1 \tag{19}$$

Выполняя аналитическое разложение функции $e^{-\alpha p}$ в ряд Тейлора с точностью до членов $O(\alpha^2)$ включительно, получим:

$$p = \tilde{c}_1\eta\left(\sin\theta - \frac{2\theta \cos\frac{\theta_2 + \theta_1}{2} \sin\frac{\theta_2 - \theta_1}{2}}{\theta_2 - \theta_1}\right) \tag{20}$$

С учетом (20) давление фильтрующегося смазочного материала в пористом слое будем искать в виде:

$$p(r^*, \theta) = R(r^*)\tilde{c}_1\eta\left(\sin\theta - \frac{2\theta \cos\frac{\theta_2 + \theta_1}{2} \sin\frac{\theta_2 - \theta_1}{2}}{\theta_2 - \theta_1}\right) \tag{21}$$

Подставляя (21) в уравнение Дарси (6) для определения $R(r^*)$, приходим к следующему дифференциальному уравнению:

$$R''(r^*) + \frac{R'}{r^*} - \frac{R}{r^{*2}} = 0 \tag{22}$$

С граничными условиями:

$$\left.\frac{dR}{dr^*}\right|_{r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}} - 1} = 0, \quad R\left(\frac{r_0}{\tilde{H}}\right) = 1 \tag{23}$$

Непосредственное интегрирование (22) с учетом (23) для функции $R(r^*)$ позволяет получить выражение:

$$R(r^*) = \frac{r_0\tilde{H}r^*}{2r_0^2 - 2\tilde{H}r_0 + \tilde{H}^2} + \frac{r_0\left(r_0^2 - 2\tilde{H}r_0 + \tilde{H}^2\right)}{\tilde{H}\left(2r_0^2 - 2\tilde{H}r_0 + \tilde{H}^2\right)r^*} \tag{24}$$

Интегрируя уравнение неразрывности по ξ от 0 до 1, приходим к следующему уравнению:

$$-N\left.\frac{\partial p}{\partial r^*}\right|_{r^* = \frac{r_0}{\tilde{H}}} = \int_0^1 \tilde{u}(\xi)d\xi \tag{25}$$

С учетом (11), (21) и (24) для c_1 получим следующее выражение:

$$\tilde{c}_1 = 6\left(1 - 12NB\left(1 - \frac{A\theta}{\sin\theta}\right)\right), \tag{26}$$

где $A=\dfrac{2\cos\frac{\theta_2+\theta_1}{2}\sin\frac{\theta_2-\theta_1}{2}}{\theta_2-\theta_1}$, $B=\dfrac{\widetilde{H}\left(2r_0-\widetilde{H}\right)}{r_0\left(2r_0^2-2\widetilde{H}r_0+\widetilde{H}^2\right)}$

Тогда, с учетом c_1, окончательно для гидродинамического давления получим:

$$p=6\eta\left(\left(1-12BN\right)\left(\sin\theta-A\theta\right)+12BN\left(A\theta-\frac{A^2\theta^2}{\sin\theta}\right)\right). \tag{27}$$

Определение несущей способности и силы трения.

С учетом (11) и (28) для составляющей вектора поддерживающей силы и силы трения получим выражения:

$$R_y=p^*r_0\int_{\theta_1}^{\theta_2}P\sin\theta d\theta=6\eta\frac{\mu_0\Omega r_0^3}{\delta^2}\left[\frac{\left(1-12BN\right)}{2}\left(\theta_2-\theta_1+2\sin\left(\theta_2+\theta_1\right)\sin\left(\theta_2-\theta_1\right)\right)-\right.$$
$$-2A\left(\theta_2+\theta_1\right)\sin\frac{\theta_2+\theta_1}{2}\sin\frac{\theta_2-\theta_1}{2}+2A\cos\frac{\theta_2+\theta_1}{2}\sin\frac{\theta_2-\theta_1}{2}+ \tag{28}$$
$$\left.12BN\left(2A\left(\theta_2+\theta_1\right)\sin\frac{\theta_2+\theta_1}{2}\sin\frac{\theta_2-\theta_1}{2}-2A\cos\frac{\theta_2+\theta_1}{2}\sin\frac{\theta_2-\theta_1}{2}-\frac{A^2}{3}\left(\theta_2-\theta_1\right)^3\right)\right]$$

$$R_x=p^*r_0\int_{\theta_1}^{\theta_2}P\cos\theta d\theta=6\eta\frac{\mu_0\Omega r_0^3}{\delta^2}\left[\frac{\left(1-12BN\right)}{2}\left(\frac{1}{2}\sin\left(\theta_2+\theta_1\right)\sin\left(\theta_1-\theta_2\right)-\right.\right.$$
$$\left.-A\left(\left(\theta_2-\theta_1\right)2\cos\frac{\theta_2+\theta_1}{2}\sin\frac{\theta_2-\theta_1}{2}-2\sin\frac{\theta_2+\theta_1}{2}\sin\frac{\theta_1-\theta_2}{2}\right)\right)+$$
$$\left.12BNA\left(\left(\theta_2-\theta_1\right)2\cos\frac{\theta_2+\theta_1}{2}\sin\frac{\theta_2-\theta_1}{2}-2\sin\frac{\theta_2+\theta_1}{2}\sin\frac{\theta_1-\theta_2}{2}\right)\right]$$

$$L_{mp}=\frac{\mu_0\Omega r_0}{\delta}\mu\int_{\theta_1}^{\theta_2}\left(\frac{\psi''(\theta)}{h^2(\theta)}+\frac{\widetilde{u}'(\theta)}{h(\theta)}\right)d\theta==\frac{\mu_0\Omega r_0}{\delta}\left(1+\alpha p+\frac{\alpha^2}{2}p^2\right)\left[\begin{matrix}-\widetilde{c}_1\left(1+A\eta\right)\\ \left(\theta_2-\theta_1+4\eta\sin\frac{\theta_2+\theta_1}{2}\sin\frac{\theta_1-\theta_2}{2}\right)\end{matrix}+\right.$$
$$\left.+\left(\frac{\widetilde{c}_1}{2}+1\right)\left(\theta_2-\theta_1+6\eta\sin\frac{\theta_2+\theta_1}{2}\sin\frac{\theta_1-\theta_2}{2}\right)\right]$$

На основании численных расчетов построены графики, приведенные на рис. 2, 3.

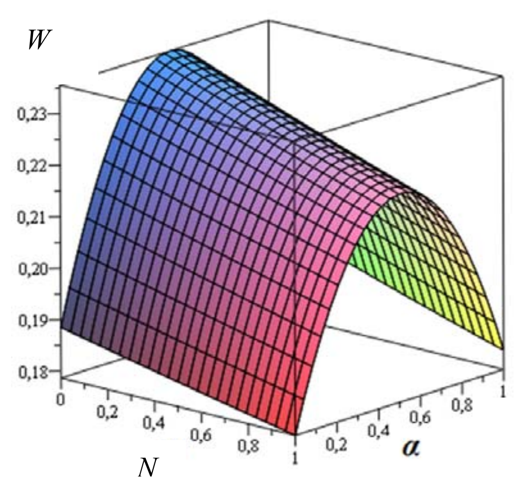


Рис. 2. Зависимость несущей способности от параметра α, характеризующего зависимость вязкости от давления и параметра N, характеризующего проницаемость пористого слоя

Fig. 2. Bearing resistance – parameter α relation characterizing the viscosity – pressure and parameter N relation, characterizing porous layer permeability

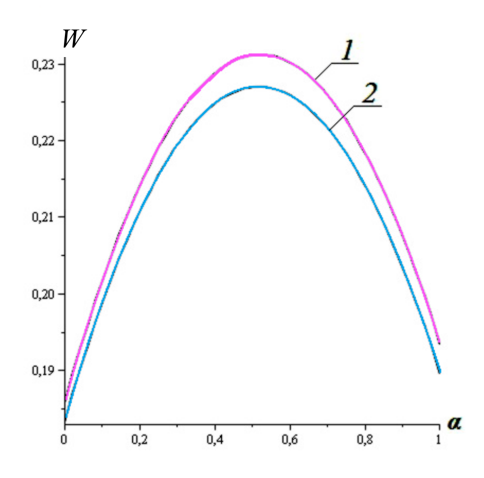


Рис. 3. Зависимость несущей способности от параметра α, характеризующего зависимость вязкости от давления: 1 — N = 0,25; 2 — N = 0,5

Fig. 3. Bearing resistance – parameter α relation characterizing the viscosity – pressure relation: 1 — N = 0,25; 2 — N = 0,5

http://vestnik.donstu.ru

Выводы:

1. С увеличением параметра α, характеризующего зависимость вязкости от давления, несущая способность подшипника имеет экстремум, что приводит в этой области к снижению силы трения.
2. С увеличением параметра *N*, характеризующего проницаемость пористого слоя, несущая способность и сила трения резко уменьшаются.

Библиографический список

1. Ахвердиев, К. С. Гидродинамический расчет подшипников скольжения с учетом сил инерции смазочной жидкости, обладающей вязкоупругими свойствами / К. С. Ахвердиев, М. В. Яковлев, И. А. Журба // Трение и износ. — 2003. — Т. 24, № 2. — С. 121–125.
2. Ахвердиев, К. С. Гидродинамический расчет подшипников скольжения с использованием моделей слоистого течения вязкой и вязкопластичной смазки / К. С. Ахвердиев, П. А. Воронцов, Т. С. Черкасова // Трение и износ. — 1998. — Т.16, № 6. — С. 698–707.
3. Ахвердиев, К. С. Гидродинамический расчет упорного подшипника с вязкоупругой смазкой с учетом зависимости вязкости и модуля сдвига от температуры и определение условий устойчивости его работы / К. С. Ахвердиев, М. А. Мукутадзе, А. В. Мулин, // Вестник РГУПС. — 2008. — № 3. — С. 118–128.
4. Ахвердиев, К. С. Расчетная модель упорного подшипника скольжения с повышенной несущей способностью, работающего на неньютоновских смазочных материалах с адаптированной опорной поверхностью [электронный ресурс] / К. С. Ахвердиев, М. А. Мукутадзе, Е. О. Лагунова, К. С. Солоп // Инженерный вестник Дона. — 2013. — № 4. — Режим доступа : http://www.ivdon.ru/magazine/ (дата обращения 24.04.2017).
5. Безо, Р. Определение зависимости вязкоупругих параметров 5Р4Е от давления и температуры методом светорассеяния / Р. Безо, С. Хесе-Безо, Г. Далмаз, Р. Верн // Проблемы трения и смазки. — 1986. — № 4. — С. 60–69.
6. Дроздов, Ю. Н. Трение и износ в экстремальных условиях : справ. / Ю. Н. Дроздов, В. Г. Павлов, В. Н. Пучков. — Москва : Машиностроение, 1986. — 224 с.
7. Задорожная, Е. А. Методика расчета сложнонагруженных узлов трения, смазываемых неньютоновскими жидкостями / Е. А. Задорожная, И. В. Мухортов, И. Г. Леванов // XV Международный конгресс двигателестроителей. — Харьков : ХАИ, 2010. — С. 40–41.
8. Задорожная, Е. А. Оценка теплового состояния сложнонагруженного подшипника с учетом реологических свойств смазочного материала / Е. А. Задорожная, В. Г. Караваев // Двигатели внутреннего сгорания. Всеукраинский научно-исследовательский журнал. — Харьков : Изд-во Харьковского политехнического института, 2012. — № 2. — С. 66–73.
9. Задорожная, Е. А. Применение неньютоновских моделей смазочных жидкостей при расчете сложнонагруженных узлов трения поршневых и роторных машин / Е. А. Задорожная, И. В. Мухортов, И. Г. Леванов // Трение и смазка в машинах и механизмах. — 2011. — № 7. — С. 22–30.
10. Захаров, С. М. Гидродинамическая теория смазки / С. М. Захаров // Современная трибология. Итоги и перспективы; под ред. К. В. Фролова. — Москва : Изд-во ЛКИ, 2008. — С. 95–157.
11. Мукутадзе, М. А. Гидродинамический расчет упорного подшипника с адаптированным профилем опорной поверхности, работающего на сжимаемой вязкоупругой смазке / М. А. Мукутадзе // Трение и смазка в машинах и механизмах. — Москва : Машиностроение, 2012. — С. 19–23.

References

1. Akhverdiev, K.S., Yakovlev, M.V., Zhurba, I.A. Gidrodinamicheskiy raschet podshipnikov skol'zheniya s uchetom sil inertsii smazochnoy zhidkosti, obladayushchey vyazkouprugimi svoystvami. [Hydrodynamic design of sliding bearings with the account of inertia of the lubricating fluid with viscoelastic properties.] Friction and Wear, 2003, vol. 24, no. 2, pp. 121–125 (in Russian).
2. Akhverdiev, K.S., Vorontsov, P.A., Cherkasova, T.S. Gidrodinamicheskiy raschet podshipnikov skol'zheniya s ispol'zovaniem modeley sloistogo techeniya vyazkoy i vyazkoplastichnoy smazki. [Hydrodynamic analysis of plain bearings with the use of models with stratified flow of viscous and viscoplastic lubricant.] Friction and Wear, 1998, vol. 16, no. 6, pp. 698–707 (in Russian).
3. Akhverdiev, K.S., Mukutadze, M.A., Mulin, A.V. Gidrodinamicheskiy raschet upornogo podshipnika s vyazkouprugoy smazkoy s uchetom zavisimosti vyazkosti i modulya sdviga ot temperatury i opredelenie usloviy ustoychivosti ego raboty. [The hydrodynamic calculation of thrust bearing with viscoelastic lubricant taking into account the dependence of viscosity and shift modulus on the temperature and the determination the stability conditions of its operation.] Vestnik RGUPS, 2008, no. 3pp. 118–128 (in Russian).
4. Akhverdiev, K.S., Mukutadze, M.A., Lagunova, E.O., Solop, K.S. Raschetnaya model' upornogo podshipnika skol'zheniya s povyshennoy nesushchey sposobnost'yu, rabotayushchego na nen'yutonovskikh smazochnykh materialakh s

adaptirovannoy opornoy poverkhnost'yu. [Design model of thrust sliding bearing with increased bearing capacity operating on non-Newtonian lubricants with adapted seating.] Engineering Journal of Don, 2013, no. 4. Available at: http://www.ivdon.ru/magazine/ (accessed: 24.04.2017) (in Russian).

5. Bezo, R., Hese-Bezo, S., Dalmaz, G., Wern, R. Opredelenie zavisimosti vyazkouprugikh parametrov 5R4E ot davleniya i temperatury metodom svetorasseyaniya. [Determination of dependence of viscoelastic parameters of SP4E on pressure and temperature by light scattering method.] Problemy treniya i smazki, 1986, no. 4, pp. 60–69 (in Russian).

6. Drozdov, Y.N., Pavlov, V.G., Puchkov, V.N. Trenie i iznos v ekstremal'nykh usloviyakh. [Friction and wear under extreme conditions] Moscow: Mashinostroenie, 1986, 224 p. (in Russian).

7. Zadorozhnaya, E.A., Mukhortov, I.V., Levanov, I.G. Metodika rascheta slozhnonagruzhennykh uzlov treniya, smazyvaemykh nen'yutonovskimi zhidkostyami. [Design procedure for complex-loaded friction units lubricated by non-Newtonian liquids.] XV Int. Congress of Engine Manufacturers. Kharkov: KhAI, 2010, pp. 40–41 (in Russian).

8. Zadorozhnaya, E.A., Karavaev, V.G. Otsenka teplovogo sostoyaniya slozhnonagruzhennogo podshipnika s uchetom reologicheskikh svoystv smazochnogo materiala. [Estimation of thermal state of complex-loaded bearing with account of rheological properties of lubricant.] Internal Combustion Engines, 2012, no.2, pp. 66–73 (in Russian).

9. Zadorozhnaya, E.A., Mukhortov, I.V., Levanov, I.G. Primenenie nen'yutonovskikh modeley smazochnykh zhidkostey pri raschete slozhnonagruzhennykh uzlov treniya porshnevykh i rotornykh mashin. [Application non-Newtonian models of lubricant fluids at calculation complex-loaded units of friction piston and rotor-type machines.] Friction & Lubrication in Machines and Mechanisms, 2011, no. 7, pp. 22–30 (in Russian).

10. Zakharov, S.M. Gidrodinamicheskaya teoriya smazki. [Hydrodynamic theory of lubrication.] Sovremennaya tribologiya. Itogi i perspektivy. [Modern tribology. Results and prospects.] Frolov, K.V., ed. Moscow: Izd-vo LKI, 2008, pp. 95–157 (in Russian).

11. Mukutadze, M.A. Gidrodinamicheskiy raschet upornogo podshipnika s adaptirovannym profilem opornoy poverkhnosti, rabotayushchego na szhimaemoy vyazkouprugoy smazke. [Hydrodynamic analysis of thrust bearing with adapted seating contour operating on compressible viscoelastic lubricant.] Friction and Lubrication in Machines and Mechanisms. Moscow: Mashinostroenie, 2012, pp. 19–23 (in Russian).

Поступила в редакцию 07.07.2017
Сдана в редакцию 07.07.2017
Запланирована в номер 17.07.2017

Received 07.07.2017
Submitted 07.07.2017
Scheduled in the issue 17.07.2017

Об авторах:

Савенкова Мария Андреевна,
доцент кафедры «Автоматизация производственных процессов» Ростовского государственного университета путей сообщения (РФ, 344038, г. Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, 2), кандидат химических наук, доцент,
vm@rgups.ru

Солоп Константин Сергеевич,
аспирант кафедры «Автоматизация производственных процессов» Ростовского государственного университета путей сообщения (РФ, 344038, г. Ростов-на-Дону, пл. Ростовского Стрелкового Полка Народного Ополчения, 2),
ORCID: http://orcid.org/0000-0001-6443-0294
k1212-kostya@yandex.ru

Authors:

Savenkova, Maria A.,
associate professor of the Production Automation Department, Rostov State Transport University (RF, 344038, Rostov-on-Don, Rostovskogo Strelkovogo Polka Narodnogo Opolcheniya sq., 2,), Cand.Sci. (Chem.), associate professor,
vm@rgups.ru

Solop, Konstantin S.,
postgraduate student of the Production Automation Department, Rostov State Transport University (RF, 344038, Rostov-on-Don, Rostovskogo Strelkovogo Polka Narodnogo Opolcheniya sq., 2,),
ORCID: http://orcid.org/0000-0001-6443-0294
k1212-kostya@yandex.ru